

ZF FRIEDRICHSHAFEN AG  
Friedrichshafen

Akte 8765 Z  
2003-10-16

1

Getriebevorrichtung und Verfahren zum Steuern und Regeln  
einer Getriebevorrichtung

5        Die Erfindung betrifft eine Getriebevorrichtung gemäß der im Oberbegriff des Patentanspruches 1 näher definierten Art, ein Verfahren zum Steuern und Regeln einer Getriebevorrichtung mit den Merkmalen des Oberbegriffes des Patentanspruches 13 sowie einen Antriebsstrang eines Fahrzeugs  
10      gemäß der im Oberbegriff des Patentanspruches 17 näher definierten Art.

15       Bei aus der Praxis bekannten Fahrzeugen sind zwischen einem Antriebsaggregat und einem Abtrieb Getriebevorrichtungen angeordnet, um verschiedene Betriebsbereiche, wie eine Vorwärtsfahrt, eine Rückwärtsfahrt sowie einen Schub- und Zugbetrieb, darstellen zu können. Dabei wird das Antriebsmoment der Antriebsmaschine bei frontgetriebenen Fahrzeugen auf die Vorderachse, bei heckgetriebenen Fahrzeugen auf die Hinterachse und bei allradgetriebenen Fahrzeugen mit verschiedenen und fest eingestellten Verteilungsgraden auf zwei oder auch mehrere angetriebene Fahrzeugachsen eines Allradfahrzeuges geführt.

25       Bei diesen Fahrzeugen ist zwischen der Antriebsmaschine und den antreibbaren Fahrzeugachsen ein Hauptgetriebe angeordnet, mittels welchem verschiedene Übersetzungen darstellbar sind. Dadurch wird der Art und Weise, wie eine als Verbrennungsmotor ausgeführte Antriebsmaschine sein Drehmoment bzw. seine Leistung über der Drehzahl entfaltet, Rechnung getragen. Derartige Hauptgetriebe sind als Schaltgetriebe, Stufenautomatgetriebe oder auch stufenlose Automatgetriebe ausgeführt.

Um das von dem Antriebsaggregat abgegebene Drehmoment auf mehrere antreibbare Fahrzeugachsen in Längsrichtung eines Fahrzeugs verteilen zu können, werden den vorbeschriebenen Hauptgetrieben im Leistungsfluss eines Antriebsstranges Getriebevorrichtungen bzw. Längsverteilergetriebe nachgeschaltet, die konstruktiv als separate Baueinheiten, in das Hauptgetriebe integriert oder als so genannte Hang-On-Lösungen an dem Hauptgetriebe ausgeführt sein können.

10

Darüber hinaus ist es auch vorgesehen, dass einer antreibbaren Fahrzeugachse zugeführte Antriebsmoment zwischen den beiden Antriebsrädern dieser Fahrzeugachse zu verteilen, so dass Antriebsräder einer antreibbaren Fahrzeugachse mit unterschiedlichen Drehzahlen unabhängig von einander entsprechend den verschiedenen Weglängen der linken bzw. rechten Fahrspur angetrieben werden können, wodurch das Antriebsmoment symmetrisch und somit giermomentfrei auf beide Antriebsräder verteilbar ist.

15

Die in der Praxis herkömmlich verwendeten Bauarten von Differentialgetrieben sind sogenannte Kegelraddifferentielle, Stirnraddifferentielle in Planetenbauweise oder auch Schneckenraddifferentielle. Insbesondere Stirnraddifferentielle werden wegen der Möglichkeit zur unsymmetrischen Momentenverteilung meist als Längsdifferentielle eingesetzt. Kegelraddifferentielle stellen mittlerweile für den Querausgleich bei Fahrzeugen einen Standard dar und Schneckenrad-differentielle werden sowohl zur Längsverteilung als auch für eine Querverteilung eingesetzt.

Diesen beiden Vorteilen steht jedoch der Nachteil gegenüber, daß die auf die Fahrbahn übertragbaren Vortriebs-

kräfte zweier Antriebsräder einer Fahrzeugachse bzw. zweier oder mehrerer Antriebsachsen aufgrund der Ausgleichstätigkeit eines Differentialgetriebes jeweils von dem geringeren bzw. geringsten übertragbaren Antriebsmoment der beiden

5 Antriebsräder bzw. der Antriebsachsen abhängig ist. Das bedeutet, wenn ein beispielsweise auf Glatteis stehendes Antriebsrad durchdreht, wird dem anderen Antriebsrad kein höheres Moment als dem durchdrehenden Antriebsrad zugeführt, auch wenn es auf griffigem Untergrund steht. In einer solchen Fahrsituation kann das Fahrzeug aufgrund der Ausgleichstätigkeit eines Differentialgetriebes, welche 10 eine Drehzahldifferenz zwischen zwei Abtriebswellen eines Differentialgetriebes ermöglicht, nachteilhafterweise nicht anfahren.

15 Deshalb ist in der Praxis dazu übergegangen worden, eine Ausgleichsbewegung eines Ausgleichsgetriebes bei Vorliegen kritischer Fahrzustände durch geeignete Maßnahmen zu behindern. Dies wird beispielsweise durch eine manuell oder 20 automatisch mit mechanischen, magnetischen, pneumatischen oder hydraulischen Mitteln aktivierbare und an sich bekannte Differentialsperre realisiert, die durch ein Blockieren des Ausgleichsgetriebes jede Ausgleichsbewegung zu 100 % sperrt.

25 Die WO 02/09966 A1 offenbart ein Getriebe für ein vierrad-getriebenes Fahrzeug, bei dem eine Eingangswelle mit einem Planetenradsatz verbunden ist. Der Planetenradsatz ist hier als dreiwelliger Planetenradsatz ausgeführt, 30 wobei ein Hohlrad mit der Eingangswelle, ein Sonnenrad mit einer ersten Abtriebswelle und der Planetenträger mit einem Planetengetriebesystem sowie mit einer weiteren Abtriebswelle des Getriebes wirkverbunden ist. Das Planetengetrie-

besystem weist drei Sonnenräder und drei jeweils mit einem Sonnenrad kämmende Planetenräder auf, die integral miteinander ausgeführt sind und einen gemeinsamen Planetenträger aufweisen. Der Planetenträger des Planetengetriebesystems und ein Sonnenrad des Planetengetriebesystems stehen jeweils mit einer Bremse in Wirkverbindung, wobei die Bremsen mit einer Kraftquelle in Verbindung stehen und die unabhängig voneinander betrieben und von einem elektronischen Steuergerät angesteuert werden. Mit dem elektronischen Steuergerät sind eine Vielzahl von Sensoren verbunden, deren Signale von dem elektronischen Steuergerät empfangen und in ein entsprechendes Steuersignal für die beiden Kupplungen umgewandelt werden. In Abhängigkeit der Ansteuerung der beiden Kupplungen wird die Ausgangsdrehzahl sowie das Drehmoment, welches auf die Vorderachse geführt wird, und die Abtriebsdrehzahl des Planetengetriebesystems sowie das Drehmoment, welches auf die Hinterachse geführt wird, eingestellt.

20 Diese aus dem Stand der Technik bekannten Allradverteilersystemen haben jedoch den Nachteil, dass eine variable Verteilung des Drehmomentes nur bedingt durchführbar ist und dass sie konstruktiv aufwändig gestaltet sind. Aufgrund der aufwändigen Ausführungen weisen die Allradverteilersysteme große äußere Abmessungen auf, was zu einem großen Bau-  
raumbedarf führt. Darüber hinaus sind die bekannten Allradverteilersysteme nachteilhafterweise durch ein hohes Eigen-  
gewicht sowie hohe Herstellkosten gekennzeichnet.

30 Der vorliegenden Erfindung liegt daher die Aufgabe zugrunde, eine konstruktiv einfache sowie kostengünstig herstellbare Getriebevorrichtung für einen Antriebsstrang eines Fahrzeuges sowie ein Verfahren zum Steuern einer Ge-

triebevorrichtung zur Verfügung zu stellen, mit welchen ein Verteilungsgrad eines Antriebsmomentes zwischen zwei Abtriebswellen bedarfsgerecht variiert ist.

5        Erfindungsgemäß wird diese Aufgabe mit einer Getriebevorrichtung gemäß den Merkmalen des Patentanspruches 1, einem Verfahren zum Steuern und Regeln einer Getriebevorrichtung gemäß den Merkmalen des Patentanspruches 13 und einem Antriebsstrang mit den Merkmalen des Patentanspruches  
10      17 gelöst.

15      Mit der erfindungsgemäßen Getriebevorrichtung zum Verteilen eines Antriebsmomentes auf wenigstens zwei Abtriebswellen mit mindestens zwei wenigstens dreiwelligen Planetensätzen, bei der jeweils eine erste Welle eines Planetensatzes mit einer Abtriebswelle verbunden ist und jeweils eine zweite Welle eines Planetensatzes eine der Abtriebswellen darstellt, ist eine variable Verteilung eines Antriebsmomentes zwischen mehreren antreibbaren Fahrzeugachsen eines Fahrzeuges bzw. zwischen zwei Antriebsrädern einer antreibbaren Fahrzeugachse bedarfsgerecht und betriebszustandsabhängig durchführbar. Zudem weist die Getriebevorrichtung einen einfachen konstruktiven Aufbau auf und ist kostengünstig herstellbar.

25      Dies wird dadurch erreicht, dass jeweils eine dritte Welle der Planetensätze mit einer Bremse in Wirkverbindung steht, wobei ein Verteilungsgrad des Antriebsmomentes zwischen den beiden Abtriebswellen in Abhängigkeit der Übertragungsfähigkeiten der Bremse variiert ist.

30      Mit dem erfindungsgemäßen Verfahren zum Steuern und Regeln der vorbeschriebenen erfindungsgemäßen Getriebevor-

richtung werden Leistungsverluste im Vergleich zu aus der Praxis bekannten Allradsystemen, bei welchen ein Antriebsmoment zwischen mehreren antreibbaren Fahrzeugachsen bzw. zwischen zwei Antriebsrädern einer antreibbaren Fahrzeug-  
5 achse über reibschlüssige Schaltelemente variabel verteilbar ist, reduziert. Dazu wird zur Verteilung eines An-  
triebsmomentes der Antriebsmaschine zwischen den beiden Abtriebswellen der Getriebevorrichtung, welche wahlweise mit jeweils einer antreibbaren Fahrzeugachse eines Kraft-  
10 fahrzeugs oder mit jeweils einem Antriebsrad einer antreib-  
baren Fahrzeugachse verbindbar sind, die Übertragungsfähig-  
keiten der beiden Bremsen derart eingestellt, dass eine der Bremsen geschlossenen ist und die Übertragungsfähigkeit der anderen Bremse zwischen einem unteren Grenzwert und einem  
15 oberen Grenzwert, der einem geschlossenen Zustand der Brem-  
se entspricht, variiert wird.

Mit dieser erfindungsgemäßen Vorgehensweise ist ein Antriebsmoment bzw. ein Drehmoment zwischen den beiden Ab-  
20 triebswellen der erfindungsgemäßen Getriebevorrichtung stu-  
fenlos variabel verteilbar, wobei jeweils eine der beiden Bremsen in einem verlustfreien geschlossenen Zustand gehal-  
ten wird, während die andere Bremse zum Verteilen des An-  
triebsmomentes zwischen den beiden Abtriebswellen in geöff-  
25 netem Zustand, schlupfend oder in geschlossenem Zustand betrieben wird.

Bei dem erfindungsgemäßen Antriebsstrang eines Fahr-  
zeugs gemäß den Merkmalen des Patentanspruches 17 besteht  
30 durch den Einsatz der erfindungsgemäßen Getriebevorrichtung in einem Längsantriebsstrang zwischen zwei antreibbaren Fahrzeugachsen und/oder in einem Querantriebsstrang einer antreibbaren Fahrzeugachse zur Verteilung eines Antriebsmo-

mentes in Fahrzeuglängsrichtung und/oder in Fahrzeugquer-richtung die Möglichkeit, ein Antriebsmoment bedarfsgerecht und betriebszustandsbezogen zwischen mehreren antreibbaren Fahrzeugachsen und/oder zwischen zwei Antriebsrädern einer 5 antreibbaren Fahrzeugachse verteilen zu können.

Weitere Vorteile und vorteilhafte Ausgestaltungen der Erfindung ergeben sich aus den Patentansprüchen und den unter Bezugnahme auf die Zeichnung prinzipiell beschriebe-10 nen Ausführungsbeispielen.

Es zeigt:

Fig.1 ein Grundschema einer Getriebevorrichtung ge-15 mäß der Erfindung;

Fig.2 ein Räderschema einer als Achsdifferential ausgeführten Getriebevorrichtung nach der Er-20 findung, wobei die Wirkverbindung zwischen den beiden Planetensätzen zwei Bremsen aufweist;

Fig.3 ein Räderschema einer als Längsverteilerdiffe-25 rential ausgeführten Getriebevorrichtung nach der Erfindung, deren Wirkverbindung zwischen den beiden Planetensätzen zwei Bremsen auf- weist;

Fig.4 ein Räderschema einer Getriebevorrichtung ge-30 mäß Fig. 3, wobei die Wirkverbindung zusätzlich mit einem zuschaltbaren dritten Planeten- satz ausgeführt ist;

Fig.5 eine graphische Darstellung eines Zusammenhan-35 ges zwischen Übertragungsfähigkeiten der in

Fig. 2 bis Fig. 4 dargestellten Bremsen und einem Verteilungsgrad eines Antriebsmomentes zwischen zwei Abtriebswellen der erfindungsgemäßen Getriebevorrichtung;

5

Fig. 6 eine stark schematisierte Darstellung eines Antriebsstranges eines Allradfahrzeuges, bei dem zur Längsverteilung eines Antriebsmomentes zwischen zwei antreibbaren Fahrzeugachsen eine geregelte Kupplung und zur Querverteilung des einer antreibbaren Fahrzeugachse zugeführten Anteils des Antriebsmomentes eine erfindungsgemäß ausgeführte Getriebevorrichtung vorgesehen ist;

15

Fig. 7 ein weiteres Ausführungsbeispiel eines Antriebsstranges, bei dem zur Querverteilung eine erfindungsgemäße Getriebevorrichtung vorgesehen ist;

20

Fig. 8 ein drittes Ausführungsbeispiel eines Antriebsstranges, bei dem eine erfindungsgemäße Getriebevorrichtung zur Längsverteilung und eine geregelte Differentialsperre zur Querverteilung eines Antriebsmomentes vorgesehen ist;

25

Fig. 9 ein vierter Ausführungsbeispiel eines Antriebsstranges, bei dem eine Längsverteilung eines Antriebsmomentes mit einer erfindungsgemäßen Getriebevorrichtung und eine Querverteilung eines Antriebsmoments mit einem offenen Differential durchgeführt wird; und

30

Fig.10 ein fünftes Ausführungsbeispiel eines Antriebsstranges, bei dem sowohl die Längsverteilung als auch die Querverteilung eines Antriebsmoments mit einer erfindungsgemäßen Getriebevorrichtung durchgeführt wird.

5

Bezug nehmend auf Fig. 1 ist ein Grundschema eines Getriebes bzw. einer Getriebevorrichtung 1 gezeigt, welches als Differentialgetriebe in einem Leistungspfad eines Antriebsstranges eines Fahrzeugs zwischen einem Hauptgetriebe und den antreibbaren Fahrzeugachsen zur Längsverteilung eines Antriebsmomentes einer Antriebsmaschine zwischen wenigstens zwei antreibbaren Fahrzeugachsen oder in einem Leistungspfad wenigstens einer der antreibbaren Fahrzeughachsen zur Querverteilung eines einer antreibbaren Fahrzeugachse zugeführten Teils eines Antriebsmomentes zwischen zwei Antriebsrädern dieser Fahrzeugachse einsetzbar ist.

10

15

20

25

30

Das Getriebe 1 ist mit einem ersten Planetensatz 2 und einem zweiten Planetensatz 3 ausgeführt, die in Abhängigkeit des jeweils vorliegenden Anwendungsfalles als Minus-, Plus-, Kegelrad- oder Stufenplanetensatz ausgebildet sein können. Jeweils eine erste Welle 4, 5 der beiden Planetensätze 2, 3 ist mit einer Antriebswelle 6, die eine Getriebeausgangswelle eines nicht näher dargestellten Hauptgetriebes des Antriebsstranges darstellt, verbunden. Jeweils eine zweite Welle 7 bzw. 8 der beiden Planetensätze 2, 3 stellen jeweils eine Abtriebswelle des Getriebes 1 dar, die entweder mit den antreibbaren Fahrzeugachsen oder den Antriebsrädern einer Fahrzeugachse in Wirkverbindung stehen. Eine dritte Welle 9 des ersten Planetensatzes 2 und eine dritte Welle 10 des zweiten Planetensatzes 3 sind über eine Wirkverbindung 11 miteinander verbunden.

Die Wirkverbindung 11 ist derart ausgeführt, dass ein betriebszustandsabhängiges Drehmoment der dritten Welle 9 des ersten Planetensatzes 2 oder der dritten Welle 10 des zweiten Planetensatzes 3 in Abhängigkeit eines Betriebszustandes der dritten Welle 10 des Planetensatzes 3 oder der dritten Welle 9 des ersten Planetensatzes 2 derart abstützbar ist, dass bei Auftreten eines Drehzahlunterschiedes zwischen den Abtriebswellen 6, 7 über die Wirkverbindung 11 ein den Drehzahlunterschied beeinflussendes Drehmoment an den Planetensätzen 2 und 3 bzw. den dritten Wellen 9 und 10 der beiden Planetensätze 2 und 3 anliegt.

Die Wirkverbindung kann dabei in der nachfolgend näher beschriebenen Art und Weise alternativ oder in Kombination mit einer Drehzahlinvertierung zwischen den beiden miteinander wirkverbundenen Wellen 9 und 10, einer stufenlosen Übersetzungseinrichtung, mit einer Momentenquelle zur Erhöhung oder Verkleinerung eines Momentes an wenigstens einer der beiden miteinander wirkverbundenen Wellen 9 und 10 und/oder einem dritten Planetensatz ausgeführt sein.

Fig. 2 zeigt ein Räderschema eines ersten Ausführungsbeispiels des in Fig. 1 als Grundschema dargestellten Getriebes 1 nach der Erfindung. Ein Antriebsmoment der Antriebswelle 6 wird über ein erstes Kegelrad 12 auf zwei hintereinander verbundene Hohlräder 13, 14 der beiden Planetensätze 2 und 3 geführt, die die beiden in Fig. 1 lediglich schematisiert dargestellten ersten Wellen 4 und 5 der beiden Planetensätze 2 und 3 darstellen. Von dort aus wird das Antriebsmoment der Antriebswelle 6 auf mit den beiden Hohlrädern 13 und 14 in Eingriff stehende Planetenräder 15 und 16 geführt, die jeweils auf einem Steg 17 bzw. 18 drehbar gelagert sind und die beiden Stege 17 und 18 aufgrund

ihrer Abrollbewegung in den Hohlrädern 13 und 14 antreiben. Die beiden Stege 17 und 18 der Planetensätze 2 und 3 sind wiederum mit den beiden Abtriebswellen 7 und 8 verbunden, so dass das über das erste Kegelrad 12, die beiden Hohlräder 13 und 14, die Planetenräder 15 und 16 sowie die Stege 17 und 18 geführte Antriebsmoment auf die beiden Abtriebswellen 7 und 8 gelangt.

10 Zusätzlich kämmen die Planetenräder 15 und 16 der Planetensätze 2 und 3 jeweils mit den Sonnenräder bzw. den dritten Wellen 9 und 10 der Planetensätze 2 und 3, die jeweils mit einer Bremse 19 und 20 in Wirkverbindung stehen, über welche bei entsprechend eingestellter Übertragungsfähigkeit jeweils ein Drehmoment in einem Gehäuse 21 der Getriebekomponente 1 abstützbar ist.

20 Das bedeutet, dass die in Fig. 1 dargestellte Wirkverbindung 11 bei dem in Fig. 2 dargestellten Ausführungsbeispiel der erfundungsgemäßen Getriebekomponente 1 über die beiden Bremsen 19 und 20 sowie das Getriebegehäuse 21 ausgeführt ist, wobei die beiden Bremsen 19 und 20 über ein separates Steuergerät oder über die Getriebesteuereinrichtung der Getriebekomponente 1 angesteuert werden können.

25 Die beiden Bremsen 19 und 20 stellen vorliegend jeweils eine Einrichtung zum Aufbringen eines Momentes bzw. eine Momentenquelle zur Erhöhung oder Verkleinerung eines Momentes an wenigstens einer der beiden miteinander wirkverbundenen Wellen 9 und 10 dar, wobei in Abhängigkeit des 30 jeweils auf die Wirkverbindung 11 bremsenseitig aufgebrachten Momentes das über die Abtriebswelle 6 in die Getriebekomponente 1 eingeleitete Antriebsmoment zwischen den beiden Abtriebswellen 7 und 8 variabel aufgeteilt wird.

Die Ausgestaltung der Wirkverbindung 11 mit den beiden Bremsen 19 und 20 als Momentenquelle bietet die Möglichkeit, betriebszustandsabhängig jeweils ein derartiges Bremsmoment auf die beiden miteinander wirkverbundenen Sonnenräder 9 und 10 der beiden Planetensätze 2 und 3 aufzubringen, dass beispielsweise bei einer Drehzahldifferenz zwischen den beiden Abtriebswellen 7 und 8 eine Ausgleichstätigkeit des Getriebes 1 zwischen den beiden Abtriebswellen 7 und 8 reduziert wird. D. h., dass über die beiden Bremsen 19 und 20 eine gezielte Momentenverkleinerung an den beiden miteinander wirkverbundenen Sonnenrädern bzw. dritten Wellen 9 und 10 der beiden Planetensätze 2 und 3 durchführbar ist, um beispielsweise einem Übersteuern oder einem Untersteuern während einer Kurvenfahrt durch Reduzierung der Drehzahldifferenz zwischen den Antriebsrädern einer Antriebsachse effektiv und auf einfache Art und Weise entgegenzuwirken.

Des weiteren besteht die Möglichkeit, eine Seitenwindempfindlichkeit eines Fahrzeuges durch ein gezieltes Einstellen einer Differenzgeschwindigkeit zwischen den beiden Abtriebswellen und somit zwischen zwei Antriebsrädern einer Fahrzeugachse zu verbessern.

In Fig. 3 ist ein weiteres Ausführungsbeispiel eines Räderschemas des erfindungsgemäßen Getriebes 1 gezeigt. Das in Fig. 3 dargestellte Räderschema des Getriebes 1 stellt ein Längsverteilerdifferential dar, bei dem die Wirkverbindung 11 zwischen der dritten Welle 9 des ersten Planetensatzes 2 und der dritten Welle 10 des zweiten Planetensatzes 3 wiederum über die beiden gehäuseseitig abstützbaren Bremsen 19 und 20 ausgeführt ist.

Bezug nehmend auf Fig. 4 ist ein Räderschema einer weiteren Ausführungsform der erfindungsgemäßen Getriebevorrichtung 1 dargestellt, bei der die Wirkverbindung 11 aus zwei zueinander parallelen Leistungspfaden besteht. Dabei 5 ist ein erster Leistungspfad mit dem vorliegend über eine Klauenkupplung 22 in den Kraftfluss des Getriebes 1 zu- schaltbaren dritten Planetensatz 23 ausgebildet. Der zweite Leistungspfad besteht aus den beiden Bremsen 19, 20, die jeweils mit dem Sonnenrad 9 des ersten Planetensatzes 2 10 bzw. dem Sonnenrad 10 des zweiten Planetensatzes 3 verbun- den sind und die beiden Sonnenräder 9 und 10 der Planeten- sätze 2 und 3 in geschlossenem Zustand getriebegehäusesei- 15 tig festlegen, und dem Getriebegehäuse 21. Sind die beiden Bremsen 19 und 20 gleichzeitig geschlossen, ist eine Aus- gleichsbetätigung des Getriebes 1 vollständig aufgehoben und die beiden Abtriebswellen 7 und 8 werden mit gleicher Drehzahl betrieben.

In geöffnetem Zustand der Klauenkupplung 22 ist durch 20 die anhand von Fig. 5 nachbeschriebene Ansteuerung der bei- den Bremsen 19 und 20 ein Verteilungsgrad des Antriebsmo- mentes zwischen den beiden Abtriebswellen 7 und 8 zwischen 0 und 100 % variierbar, wobei zur Reduzierung von Verlust- leistungen vorzugsweise jeweils eine der Bremsen 19 bzw. 20 25 in geschlossenem Zustand und die jeweils andere Bremse 20 bzw. 19 zwischen einem vollständig geöffneten Zustand bis hin zu einem vollständig geschlossenen Zustand betrieben wird.

30 Die dritte Welle bzw. das Sonnenrad 10 des zweiten Planetensatzes 3 ist mit einem Hohlrad 24 des dritten Pla- netensatzes 23 verbunden und die dritte Welle bzw. das Son- nenrad 9 des ersten Planetensatzes 2 ist mit einer dritten

Welle bzw. einem Sonnenrad 25 des dritten Planetensatzes 23 gekoppelt. Zwischen dem Hohlrad bzw. der ersten Welle 24 des dritten Planetensatzes 23 und dem Sonnenrad 25 des dritten Planetensatzes 23 wälzen sich mehreren Planetenräder ab, wobei in Fig. 4 zwei Planetenräder 26A und 26B dargestellt sind, die drehbar auf einem gehäusefest angeordneten Planetenträger bzw. einer zweiten Welle 27 des dritten Planetensatzes 23 gelagert sind.

10 In geöffnetem Zustand der Bremsen 19 und 20 und gleichzeitig geschlossener Klauenkupplung 22 wird das über die Antriebswelle 6 in die Getriebevorrichtung 1 eingeleitete Antriebsmoment in Abhängigkeit einer Grundverteilung des Getriebes 1 auf die beiden Abtriebswellen 7 und 8 verteilt, wobei der Grundverteilungsgrad durch das Verhältnis der Zähneanzahl des Hohlrades 24 zu der Zähneanzahl des Sonnenrades 25 des dritten Planetensatzes 23 bestimmt wird. Dieser Grundverteilungsgrad ist in Abhängigkeit von einem über die Bremse 19 oder die Bremse 20 bremsenseitig aufgebrachten Bremsmoment multipliziert mit einem Faktor eines Verhältnisses aus der Zähnezahl des Hohlrades 4 des ersten Planetensatzes 2 bzw. des Hohlrades 5 des zweiten Planetensatzes 3 zu der Zähnezahl des Sonnenrades 9 des ersten Planetensatzes bzw. des Sonnenrades 10 des zweiten Planetensatzes in Richtung eines oberen oder eines unteren Grenzwertes des Verteilungsgrades stufenlos variabel veränderbar.

30 Fig. 5 zeigt drei stark schematisierte Verläufe, wovon ein erster Verlauf gb\_19 einen Verlauf einer Übertragungsfähigkeit der ersten Bremse 19 zwischen einem unteren Grenzwert  $W(u)$  und einem oberen Grenzwert  $W(o)$  darstellt. Ein weiterer Verlauf gb\_20 stellt den Verlauf der Übertra-

gungsfähigkeit der zweiten Bremse 20 dar, der mit dem Verlauf  $gb_{19}$  der ersten Kupplung 19 korrespondiert. Ein dritter Verlauf  $vt$  stellt den Verlauf eines Verteilungsgrades des Antriebsmomentes zwischen den beiden Abtriebswellen 7 und 8 in Abhängigkeit der Verläufe  $gb_{19}$  und  $gb_{20}$  der Übertragungsfähigkeiten der Bremsen 19 und 20 graphisch dar.

In einem Punkt I, in welchem die Übertragungsfähigkeit der ersten Bremse 19 dem unteren Grenzwert  $W(u)$  entspricht, wird über die erste Bremse im Wesentlichen kein Drehmoment im Gehäuse 21 des Getriebes 1 abgestützt. Gleichzeitig ist die Übertragungsfähigkeit der zweiten Bremse 20 auf den oberen Grenzwert  $W(o)$  eingestellt, bei dem die zweite Bremse 20 geschlossen ist. In diesem Betriebszustand der beiden Bremsen 19 und 20 wird das gesamte Antriebsmoment einer Antriebsmaschine bzw. das Getriebeausgangsmoment eines Hauptgetriebes auf die mit dem ersten Planetensatz 2 verbundene Abtriebswelle 7 geführt.

Im Bereich zwischen dem Punkt I und einem zweiten Punkt II des Diagramms gemäß Fig. 5 wird die Übertragungsfähigkeit der zweiten Bremse 20 derart gesteuert und geregelt eingestellt, dass die zweite Bremse 20 geschlossen ist. Gleichzeitig wird die Übertragungsfähigkeit der ersten Bremse 19 von ihrem unteren Grenzwert  $W(u)$ , bei dem sie kein Drehmoment im Gehäuse 21 des Getriebes 1 abstützt, in Richtung des oberen Grenzwertes  $W(o)$  der Übertragungsfähigkeit verändert, bei welchem die erste Bremse 19 ebenfalls geschlossen ist. Das bedeutet, dass die Übertragungsfähigkeit der ersten Kupplung 19 im Bereich zwischen dem Punkt I und dem Punkt II stetig angehoben wird. Dies hat zur Folge, dass sich der Verteilungsgrad des Antriebsmomentes zwischen

den beiden Abtriebswellen 7 und 8 ändert, da mit steigender Übertragungsfähigkeit der ersten Bremse 19 ein zunehmender Teil des Antriebsmomentes auf die mit dem zweiten Planetensatzes 3 verbundene Abtriebswelle 8 geführt wird.

5

Bei Vorliegen des Betriebszustandes des Getriebes 1, der dem Punkt II des Diagramms gemäß Fig. 5 entspricht und bei dem beide Bremsen 19 und 20 geschlossen sind, liegt ein definierter Verteilungsgrad des Antriebsmomentes zwischen den beiden Abtriebswellen 7 und 8 vor.

10

In einem Bereich zwischen dem zweiten Punkt II und einem dritten Punkt III des Diagramms gemäß Fig. 5 wird die Übertragungsfähigkeit der ersten Bremse 19 derart geregelt und gesteuert eingestellt, dass die erste Bremse 19 geschlossen ist. Gleichzeitig wird die Übertragungsfähigkeit der zweiten Bremse 20 ausgehend von dem oberen Grenzwert  $W(o)$  der Übertragungsfähigkeit, bei welchem die zweite Bremse 20 geschlossen ist, stetig in Richtung des unteren Grenzwertes  $W(u)$  der Übertragungsfähigkeit reduziert, bei dem die zweite Bremse 20 im Wesentlichen kein Drehmoment im Gehäuse 21 des Getriebes 1 abstützt.

15

20

25

30

Wie Fig. 5 zu entnehmen ist, steigt der Verlauf vt des Verteilungsgrades des Antriebsmomentes zwischen den beiden Abtriebswellen 7 und 8 mit zunehmender Reduzierung der Übertragungsfähigkeit der zweiten Bremse 20 bis hin zu seinem maximalen Wert im Punkt III an, bei dem das Antriebsmoment vollständig auf die mit dem zweiten Planetensatz verbundene Abtriebswelle 8 übertragen wird.

Mittels der beiden steuer- und regelbaren Bremsen 19 und 20 besteht die Möglichkeit, das Antriebsmoment bedarfs-

gerecht, stufenlos und wirkungsgradoptimiert zwischen den beiden Abtriebswellen 7 und 8 zu verteilen. Eine Verbesserung des Wirkungsgrades wird durch die vorbeschriebene erfundungsgemäße Vorgehensweise bei der Steuerung und Regelung der beiden Bremsen erreicht, da stets eine der beiden Bremsen 19 bzw. 20 in geschlossenem Zustand und schlupffrei betrieben wird, während die andere Bremse 20 bzw. 19 mit einer mit der betriebssituationsabhängigen Antriebsleistungsverteilung im Antriebsstrang korrespondierenden Differenzdrehzahl betrieben wird. Mittels dieser Betriebsstrategie lassen sich die Reibungsverluste mit allen Vorteilen eines über ein reibschlüssiges Schaltelement gesteuerten Allradantriebes minimieren.

15        Zusätzlich besteht die Möglichkeit, die Klauenkupplung 22 über die beiden Bremsen 19, 20 zu synchronisieren und den dritten Planetensatz 23 in den Kraftfluss des Getriebes 1 zuzuschalten, so dass ein bevorzugter Grundverteilungsgrad des Antriebsmomentes zwischen den beiden Abtriebswellen 7 und 8 vorliegt, der bis auf die in den Verzahnungen des dritten Planetensatzes 24 auftretenden Reibungsverluste mit geringen Verlusten zur Verfügung steht.

25        In Fig. 6 bis Fig. 10 sind mehrere Ausführungsvarianten eines Antriebsstranges 28 eines Kraftfahrzeuges stark schematisiert dargestellt, wobei zur Längsverteilung bzw. zur Querverteilung des Antriebsmomentes im Antriebsstrang 28 eine der vorbeschriebenen Ausführungsformen der erfundungsgemäßen Getriebevorrichtung 1 mit verschiedenen weiteren, lediglich piktogrammartig dargestellten Einrichtungen zum Verteilen eines Antriebsmomentes in Fahrzeuglängsrichtung zwischen zwei antreibbaren Fahrzeugachsen bzw. in Fahrzeugquerrichtung zwischen zwei Antriebsrädern einer

Fahrzeugachse kombiniert sind. Mit Hilfe der Einrichtung zum Verteilen eines Antriebsmomentes im Antriebsstrang soll insbesondere in kritischen Fahrsituationen eine geeignete Verteilung des Antriebsmomentes ermöglicht werden, um an 5 den antreibbaren Fahrzeugachsen bzw. an den Antriebsrädern eines Fahrzeugs einen Vortrieb aufrecht zu erhalten bzw. gegebenenfalls fahrstabilisierend eingreifen zu können.

Die in Fig. 6 bis Fig. 10 dargestellten Antriebsstränge 10 42 zeigen jeweils zwei antreibbare Fahrzeugachsen 29, 30, wobei die Fahrzeugachse 29 vorliegend eine Vorderachse und die Fahrzeugachse 30 eine Hinterachse eines Fahrzeugs darstellt.

Bezug nehmend auf Fig. 6 ist im Antriebsstrang 28 zur 15 Längsverteilung eines Antriebsmomentes zwischen den beiden Fahrzeugachsen 29 und 30 eine stufenlos regelbare Kupplung 31, zur Querverteilung an der Vorderachse 29 ein an sich bekanntes offenes Differential 32 und zur Querverteilung an 20 der Hinterachse 30 ein erfindungsgemäß ausgeführtes Getriebe 1 bzw. ein Überlagerungsgetriebe angeordnet.

Der Antriebsstrang 28 gemäß Fig. 7 unterscheidet sich 25 von dem Ausführungsbeispiel des Antriebsstranges 28 gemäß Fig. 6 darin, dass zur Längsverteilung eines Antriebsmomentes zwischen der Vorderachse 29 und der Hinterachse 30 eine Einrichtung 32 angeordnet ist, die bei Vorliegen einer Differenzdrehzahl zwischen der Vorderachse 29 und der Hinterachse 30 über ein Pumpensystem 32A einen hydraulischen 30 Druck aufbaut, mit dem miteinander in Reibeingriff bringbare Reibelemente einer Lamellenkupplung 32B derart beaufschlagbar sind, dass auf die beiden Fahrzeugachsen 29 und 30 jeweils ein die Differenzdrehzahl reduzierendes Drehmo-

ment aufbringbar ist, wobei der Druckaufbau bei Drehzahl-  
gleichheit nahezu Null ist.

Bei dem in Fig. 8 dargestellten Antriebsstrang 28 wird  
5 die Längsverteilung des Antriebsmomentes zwischen der Vor-  
derachse 29 und der Hinterachse 30 mit einem erfindungsge-  
mäß ausgeführten Getriebe 1 und die Querverteilung des der  
Vorderachse 29 zugeführten Anteils des Antriebsmomentes  
über ein offenes Differential 33 durchgeführt. Die Querver-  
10 teilung des der Hinterachse 30 zugeführten Anteils des An-  
triebsmomentes wird über eine an sich bekannte geregelte  
Differentialsperre 35 vorgenommen.

Bezug nehmend auf Fig. 9 ist ein Antriebsstrang 28 ge-  
15 zeigt, bei dem zur Fahrstabilisierung bzw. zur freien Mo-  
mentenverteilung zwischen der Vorderachse und der Hinter-  
achse im Längsantriebsstrang ein erfindungsgemäß ausgeführ-  
tes Überlagerungsgetriebe 1 integriert ist, das mit einem  
an den einzelnen Rädern durchführbaren Bremseingriff kombi-  
20 niert ist, wobei der Bremseingriff in Fig. 9 symbolisch  
durch die mit dem Bezugszeichen 34 näher gekennzeichneten  
Pfeile graphisch dargestellt ist. Zur Querverteilung sind  
in den Leistungssträngen der Fahrzeugachsen 29 und 30 je-  
weils offene Differentiale vorgesehen.

Bei dem in Fig. 10 dargestellten Antriebsstrang 28 ist  
25 sowohl im Längsantriebsstrang als auch im Leistungsstrang  
der Hinterachse 30 ein erfindungsgemäß ausgeführtes Überla-  
gerungsgetriebe angeordnet, womit vorteilhafterweise die  
Möglichkeit besteht, einen Verteilungsgrad des Antriebsmo-  
30 mentes zwischen den beiden Fahrzeugachsen 29 und 30 be-  
darfsgerecht und betriebszustandsbezogen stufenlos zu ver-  
ändern sowie den der Hinterachse 30 zugeführten Anteil des

Antriebsmomentes bedarfsgerecht und betriebszustandsabhängig zwischen den beiden Antriebsrädern der Hinterachse 30 zu verteilen. Die Querverteilung des der Vorderachse 29 zugeführten Anteils des Antriebsmomentes erfolgt über ein  
5 offenes Differential.

Selbstverständlich liegt es im Ermessen des Fachmannes, den Antriebsstrang eines Fahrzeuges im Längsantriebsstrang sowie in den Leistungssträngen in Fahrzeugquerrichtung der beiden Fahrzeugachsen mit einer erfindungsgemäß ausgeführten Getriebevorrichtung auszubilden. Dann besteht  
10 vorteilhafterweise die Möglichkeit, das Antriebsmoment zwischen allen Antriebsrädern des Antriebsstranges der jeweili-  
g vorliegenden Fahrsituation angepasst zu verschieben.

Bezugszeichen

- 1 Getriebevorrichtung, Getriebe
- 5 2 erster Planetensatz
- 3 zweiter Planetensatz
- 4 erste Welle des ersten Planetensatzes, Hohlrad
- 5 erste Welle des zweiten Planetensatzes, Hohlrad
- 6 Antriebswelle
- 10 7 zweite Welle des ersten Planetensatzes, Abtriebs-  
welle
- 8 zweite Welle des zweiten Planetensatzes, Abtriebs-  
welle
- 9 dritte Welle des ersten Planetensatzes
- 15 10 dritte Welle des zweiten Planetensatzes
- 11 Wirkverbindung
- 12 Kegelrad
- 13 Hohlrad des ersten Planetensatzes
- 14 Hohlrad des zweiten Planetensatzes
- 20 15 Planetenräder des ersten Planetensatzes
- 16 Planetenräder des zweiten Planetensatzes
- 17 Steg des ersten Planetensatzes
- 18 Steg des zweiten Planetensatzes
- 19 erste Bremse
- 25 20 zweite Bremse
- 21 Getriebegehäuse
- 22 Klauenkupplung
- 23 dritter Planetensatz
- 24 Hohlrad des dritten Planetensatzes
- 30 25 Sonnenrad des dritten Planetensatzes
- 26A, B Planetenräder des dritten Planetensatzes
- 27 Planetenträger des dritten Planetensatzes
- 28 Antriebsstrang

29 Fahrzeugachse, Vorderachse  
30 Fahrzeugachse, Hinterachse  
31 geregelte Kupplung  
32 Einrichtung  
5 32A Pumpensystem  
32B Lamellenkupplung  
33 offenes Differential  
34 Pfeil  
35 geregelte Differentialsperre  
10 vt Verteilungsrad des Antriebsmomentes zwischen den  
Abtriebswellen  
gb\_19 Verlauf der Übertragungsfähigkeit der ersten Bremse  
gb\_41 Verlauf der Übertragungsfähigkeit der zweiten Bremse  
15 W(u) unterer Grenzwert der Übertragungsfähigkeit der  
Bremsen  
W(o) oberer Grenzwert der Übertragungsfähigkeit der  
Bremsen

P a t e n t a n s p r ü c h e

1. Getriebevorrichtung (1) zum Verteilen eines An-  
5 triebsmomentes auf wenigstens zwei Abtriebswellen (7, 8) mit mindestens zwei wenigstens dreiwelligen Planetensätzen (2, 3), wobei jeweils eine erste Welle (4 bzw. 5) eines Planetensatzes (2 bzw. 3) mit einer Antriebswelle (6) verbunden ist und jeweils eine zweite Welle eines Planetensatzes (2 oder 3) eine der Abtriebswellen (7 oder 8) dar-  
10 stellt, dadurch g e k e n n z e i c h n e t , dass jeweils eine dritte Welle (9, 10) der Planetensätze (2, 3) derart mit einer Bremse (19, 20) in Wirkverbindung steht, dass ein Verteilungsgrad des Antriebsmomentes zwischen den 15 beiden Abtriebswellen (7, 8) in Abhängigkeit der Übertragungsfähigkeiten der Bremsen (19, 20) variiert.

2. Getriebevorrichtung nach Anspruch 1, dadurch  
g e k e n n z e i c h n e t , dass die erste Welle (4) 20 des ersten Planetensatzes (2) und die erste Welle (5) des zweiten Planetensatzes (3) als Hohlrad ausgeführt sind.

3. Getriebevorrichtung nach Anspruch 1 oder 2, dadurch  
g e k e n n z e i c h n e t , dass die zweite Welle (7) 25 des ersten Planetensatzes (2) und die zweite Welle (8) des zweiten Planetensatzes (3) als Planetenträger ausgeführt sind.

4. Getriebevorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis  
30 3, dadurch g e k e n n z e i c h n e t , dass die dritte Welle (9) des ersten Planetensatzes (2) und die dritte Welle (10) des zweiten Planetensatzes (3) als Sonnenrad ausgeführt sind.

5. Getriebevorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 4, dadurch gekennzeichnet, dass zwischen den beiden dritten Wellen (9, 10) der Planetensätze (2, 3) eine zuschaltbare Wirkverbindung (11) vorgesehen ist, die mit einem dritten Planetensatz (23) ausgeführt ist.

10 6. Getriebevorrichtung nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, dass die dritte Welle (9) des ersten Planetensatzes (2) mit einer ersten Welle (24) des dritten Planetensatzes (23) verbindbar ist.

15 7. Getriebevorrichtung nach Anspruch 5 oder 6, dadurch gekennzeichnet, dass die dritte Welle (10) des zweiten Planetensatzes (3) mit einer dritten Welle (25) des dritten Planetensatzes (23) verbindbar ist.

20 8. Getriebevorrichtung nach einem der Ansprüche 5 bis 7, dadurch gekennzeichnet, dass die Wirkverbindung (11) zwischen der dritten Welle (9) des ersten Planetensatzes (2) und der dritten Welle (10) des zweiten Planetensatzes (3) über eine zwischen der dritten Welle (9) des ersten Planetensatzes (2) und der ersten Welle (24) des dritten Planetensatzes (23) oder der dritten Welle (10) des zweiten Planetensatzes (3) und der dritten Welle (25) des dritten Planetensatzes (23) angeordnete Kupplung (22) zuschaltbar ist.

30 9. Getriebevorrichtung nach einem der Ansprüche 5 bis 8, dadurch gekennzeichnet, dass eine zweite Welle (27) des dritten Planetenradsatzes (23) gehäusefest ausgeführt ist.

10. Getriebevorrichtung nach einem der Ansprüche 5 bis 9, dadurch gekennzeichnet, dass die erste Welle (24) des dritten Planetensatzes (23) als Hohlrad ausgeführt ist.

5

11. Getriebevorrichtung nach einem der Ansprüche 5 bis 10, dadurch gekennzeichnet, dass die zweite Welle (27) des dritten Planetensatzes (23) als Planetenträger ausgeführt ist.

10

12. Getriebevorrichtung nach einem der Ansprüche 5 bis 11, dadurch gekennzeichnet, dass die dritte Welle (25) des dritten Planetensatzes (23) als Sonnenrad ausgeführt ist.

15

13. Verfahren zum Steuern und Regeln einer Getriebevorrichtung (1) gemäß einem der vorstehend genannten Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass zur Verteilung eines Antriebsmomentes einer Antriebsquelle zwischen den beiden Abtriebswellen (7, 8) der Getriebevorrichtung (1) die Übertragungsfähigkeiten der beiden Bremsen (19, 20) derart eingestellt werden, dass eine Bremse (19 bzw. 20) geschlossen ist und die Übertragungsfähigkeit der anderen Bremse (20 bzw. 19) zwischen einem unteren Grenzwert ( $W(u)$ ) und einem oberen Grenzwert ( $W(o)$ ), der vorzugsweise einem geschlossenen Zustand der Bremsen ( $k_{VA}$ ,  $k_{HA}$ ) entspricht, variiert wird.

20

25

14. Verfahren nach Anspruch 13, dadurch gekennzeichnet, dass bei Vorliegen des unteren Grenzwerts ( $W(u)$ ) der Übertragungsfähigkeit der Bremsen (19, 20) im wesentlichen kein Drehmoment von den Bremsen (19, 20) abgestützt wird und in geschlossenem Zustand der

30

Bremsen (19, 20) ein an einer Bremse (19 oder 20) anliegenden Drehmoment vollständig abgestützt wird.

15. Verfahren nach Anspruch 13 oder 14, dadurch  
5 gekennzeichnet, dass bei Vorliegen einer Übertragungsfähigkeit einer Bremse (19 oder 20), die dem unteren Grenzwert ( $W(u)$ ) entspricht, auf die Abtriebswelle (7 oder 8) eines Planetensatzes (2 oder 3), welche dieser Bremse (19 oder 20) zugeordnet ist, im Wesentlichen kein  
10 Antriebsmoment geführt wird, und dass das an der Getriebevorrichtung (1) anliegende Antriebsmoment der Antriebsquelle im Wesentlichen vollständig auf die der gleichzeitig geschlossenen Bremse (20 oder 19) zugeordneten Abtriebswelle (8 oder 7) des anderen Planetensatzes (3 oder 2) geführt  
15 wird.

16. Verfahren nach einem der Ansprüche 13 bis 15, dadurch  
20 gekennzeichnet, dass ein Verteilungsgrad des Antriebsmomentes zwischen den beiden Abtriebswellen (7, 8) in Abhängigkeit der Übertragungsfähigkeit der Bremse (19 oder 20) variiert, deren Übertragungsfähigkeit verändert wird.

17. Antriebsstrang (28) eines Fahrzeugs mit wenigstens  
25 zwei antreibbaren Fahrzeugachsen (29, 30) und wenigstens einer Getriebevorrichtung (1) gemäß einem der vorstehend genannten Ansprüche, dadurch  
30 gekennzeichnet, dass die Getriebevorrichtung (1) in einem Leistungspfad zwischen einer Antriebsquelle und den Fahrzeugachsen (29, 30) zum bedarfsgerechten und betriebszustandabhängigen Verteilen des Antriebsmomentes der Antriebsquelle zwischen den Fahrzeugachsen (29, 30) und/oder in einem Leistungspfad einer Fahrzeugachse (29 oder 30) zum bedarfs-

gerechten und betriebszustandabhängigen Verteilen des der Fahrzeugachse (29 oder 30) zugeführten Anteils des Antriebsmomentes in Fahrzeugquerrichtung zwischen zwei Antriebsrädern der Fahrzeugachse (29 oder 30) angeordnet ist.

5

18. Antriebsstrang nach Anspruch 17, dadurch gekennzeichnet, dass der Leistungspfad zwischen der Antriebsquelle und den Fahrzeugachsen (29, 30) zum bedarfsgerechten und betriebszustandabhängigen Verteilen des Antriebsmomentes der Antriebsquelle zwischen den Fahrzeugachsen (29, 30) mit einer regelbaren Kupplung (22) ausgeführt ist.

10

19. Antriebsstrang nach Anspruch 17, dadurch gekennzeichnet, dass der Leistungspfad zwischen der Antriebsquelle und den Fahrzeugachsen (29, 30) zum bedarfsgerechten und betriebszustandabhängigen Verteilen des Antriebsmomentes der Antriebsquelle zwischen den Fahrzeugachsen (29, 30) mit einer Einrichtung (22) ausgebildet ist, die bei Vorliegen einer Drehzahldifferenz zwischen den Fahrzeugachsen (29, 30) über ein Pumpensystem (32A) einen hydraulischen Druck aufbaut, mit dem miteinander in Reibeingriff bringbare Reibelemente (32B) derart beaufschlagbar sind, dass auf die beiden Fahrzeugachsen (29, 30) jeweils ein die Differenzdrehzahl reduzierendes Drehmoment aufbringbar ist.

15

20

25

30

20. Antriebsstrang nach einem der Ansprüche 17 bis 19, dadurch gekennzeichnet, dass in dem Leistungspfad einer Fahrzeugachse (29 oder 30) zum bedarfsgerechten und betriebszustandabhängigen Verteilen des einer Fahrzeugachse (29 oder 30) zugeführten Anteils des Antriebsmomentes in Fahrzeugquerrichtung zwischen zwei An-

triebsrädern der Fahrzeugachse (29 oder 30) eine geregelte Differentialssperre (35) angeordnet ist.

21. Antriebsstrang nach einem der Ansprüche 17 bis 20,  
5 dadurch gekennzeichnet, dass der Leistungspfad einer Fahrzeugachse (29 oder 30) zum Verteilen  
des einer Fahrzeugachse (29 oder 30) zugeführten Anteils  
10 des Antriebsmomentes in Fahrzeugquerrichtung zwischen zwei  
Antriebsrädern der Fahrzeugachse (29 oder 30) mit einem  
offenen Differential (33) ausgeführt ist.

Zusammenfassung

Getriebevorrichtung und Verfahren zum Steuern und Regeln  
einer Getriebevorrichtung

Es wird eine Getriebevorrichtung (1) zum Verteilen eines Antriebsmomentes auf wenigstens zwei Abtriebswellen (7, 8) mit mindestens zwei wenigstens dreiwelligen Planetensätzen (2, 3) beschrieben. Dabei ist jeweils eine Welle (4 bzw. 5) eines Planetensatzes (2 bzw. 3) mit einer Antriebswelle (6) verbunden ist und jeweils eine zweite Welle eines Planetensatzes (2 oder 3) eine der Abtriebswellen (7 oder 8). Darüber hinaus steht jeweils eine dritte Welle (9, 10) der Planetensätze (2, 3) derart mit einer Bremse in Wirkverbindung, dass ein Verteilungsgrad des Antriebsmomentes zwischen den beiden Abtriebswellen (7, 8) in Abhängigkeit der Übertragungsfähigkeiten der Bremsen variiert. Zusätzlich wird ein Verfahren zum Steuern und Regeln der erfundungsgemäßen Getriebevorrichtung beschrieben, bei dem zur Verteilung eines Antriebsmomentes einer Antriebsmaschine zwischen den beiden Abtriebswellen (7, 8) der Getriebevorrichtung die Übertragungsfähigkeiten der beiden Bremsen derart eingestellt werden, dass eine Bremse einen synchronen Zustand aufweist und die Übertragungsfähigkeit der anderen Bremse zwischen einem unteren Grenzwert und einem oberen Grenzwert, der einem geschlossen Zustand der Bremsen entspricht, variiert wird.

**THIS PAGE BLANK (USPTO)**